

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problem Mailbox.**

CLIPPEDIMAGE= JP02002155716A

PAT-NO: JP02002155716A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 2002155716 A

TITLE: VARIABLE VALVE SYSTEM FOR INTERNAL COMBUSTION  
ENGINE

PUBN-DATE: May 31, 2002

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

YAMADA, YOSHIHIKO

N/A

MIYASATO, YOSHIAKI

N/A

INT-CL (IPC): F01L013/00

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To prevent the deterioration in actuating responsivity from an actuator to a control mechanism, and to sufficiently interrupt alternating torque generating during engine operation to the actuator.

SOLUTION: This variable valve system comprises a variable mechanism 11 making the valve lift amount of an intake valve 12 variable according to an engine operating state, an electric motor 34 for a driving mechanism 30 controlling actuation of the variable mechanism through a controlling mechanism 19, and a screw transmitting means 40 for transmitting rotating force of an electric actuator to a controlling shaft 32. A base end portion 45a of a screw shaft 45 is supported in a cantilever state through a gear housing 44 journaled to a driving shaft 39, and a tip end portion 45b is rockably provided. A screw not 46 is formed to move in an axial direction while rocking by following the

rocking in a radial direction of arms 36, 36.

COPYRIGHT: (C) 2002, JPO

----- KWIC -----

Abstract - FPAR:

SOLUTION: This variable valve system comprises a variable mechanism 11 making the valve lift amount of an intake valve 12 variable according to an engine operating state, an electric motor 34 for a driving mechanism 30 controlling actuation of the variable mechanism through a controlling mechanism 19, and a screw transmitting means 40 for transmitting rotating force of an electric actuator to a controlling shaft 32. A base end portion 45a of a screw shaft 45 is supported in a cantilever state through a gear housing 44 journaled to a driving shaft 39, and a tip end portion 45b is rockably provided. A screw not 46 is formed to move in an axial direction while rocking by following the rocking in a radial direction of arms 36, 36.

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-155716

(P2002-155716A)

(43) 公開日 平成14年5月31日 (2002.5.31)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

F 0 1 L 13/00

識別記号

3 0 1

F I

F 0 1 L 13/00

テマコード\* (参考)

3 0 1 L 3 G 0 1 8

審査請求 未請求 請求項の数 7 O L (全 11 頁)

(21) 出願番号 特願2001-197735(P2001-197735)

(22) 出願日 平成13年6月29日 (2001.6.29)

(31) 優先権主張番号 特願2000-268125(P2000-268125)

(32) 優先日 平成12年9月5日 (2000.9.5)

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000167406

株式会社ユニシアジェックス

神奈川県厚木市恩名1370番地

(72) 発明者 山田 吉彦

神奈川県厚木市恩名1370番地 株式会社ユ

ニシアジェックス内

(72) 発明者 宮里 佳明

神奈川県厚木市恩名1370番地 株式会社ユ

ニシアジェックス内

(74) 代理人 100062199

弁理士 志賀 富士弥 (外3名)

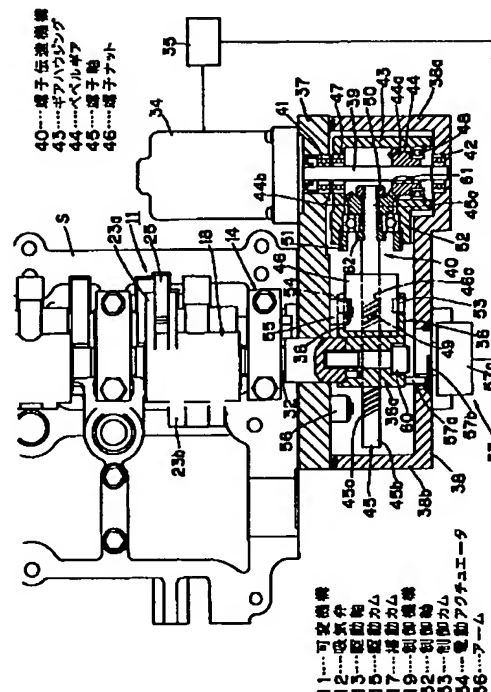
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃機関の可変動弁装置

(57) 【要約】

【課題】 アクチュエータから制御機構への作動応答性の低下と機関作動中に発生する交番トルクのアクチュエータへの十分な阻止ができない。

【解決手段】 機関運転状態に応じて吸気弁12のバルブリフト量を可変にする可変機構11と、該可変機構の作動を制御機構19を介して制御する駆動機構30の電動モータ34と、電動アクチュエータの回転力を制御軸32に伝達する螺子伝達手段40とを備えている。また、駆動シャフト39に軸支されたギアハウジング44を介して螺子軸45の基端部45aを片持状態で支持して、先端部45bを揺動可能に設け、螺子ナット46をアーム36、36のラジアル方向の揺動に追従揺動しながら軸方向に移動するよう形成した。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 機関運転状態に応じて機関弁の開閉時期あるいはリフト量を可変にする可変機構と、該可変機構の作動を制御機構を介して制御する駆動機構とを備えた内燃機関の可変動弁装置において、

前記駆動機構は、駆動部材が軸方向へストローク移動して、前記制御機構の制御軸を連係部材を介して回転駆動させると共に、該駆動部材の前記駆動部材と反対側の一端部が片持ち状態に支持されて他端部を揺動可能に形成されていることを特徴とする内燃機関の可変動弁装置。

【請求項2】 前記駆動機構は、アクチュエータと、該アクチュエータの回転駆動力を前記制御軸にアームを介して伝達する螺子伝達手段とを備え、該螺子伝達手段の前記アクチュエータ側の一端部を片持ち状態に支持して制御軸側の他端部を揺動可能に設けたことを特徴とする請求項1に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項3】 前記駆動機構は、シリンダと、該シリンダの内を2つの液圧室に隔成しつつ摺動自在に設けられたピストンと、一端部が前記シリンダ内で前記ピストンに固定され、シリンダ内から突出した他端部が前記制御軸にアームを介して連係したピストンロッドと、前記各液圧室に選択的に液圧を給排する液圧回路とを備え、前記シリンダの一端部を片持ち状態に支持して制御軸側の他端部を揺動可能に設けたことを特徴とする請求項1に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項4】 前記螺子伝達手段は、ギアハウジング内に収容されて、前記アクチュエータの駆動シャフトに連繋した歯車部材と、一端部が前記歯車部材に連繋される一方、他端部が非支持状態で揺動可能に設けられた螺子軸と、前記制御軸に結合されたアームを介して連繋されかつ前記螺子軸に螺合しつつ移動自在な螺子ナットと、前記螺子軸の外周に形成された螺旋状の雄ねじ溝と前記螺子ナットの内周に形成された螺旋状の雌ねじ溝との間に転動自在に設けられた複数のボールとを備えたことを特徴とする請求項2記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項5】 前記駆動シャフトの前後端部を回転自在に2点支持すると共に、該両支持部の間に配置された前記ギアハウジングの対向壁に前記駆動シャフトを貫通配置して、該駆動シャフトにギアハウジングを揺動自在に支持したことを特徴とする請求項4に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項6】 前記制御軸の回転範囲をアームを介して規制する規制ストッパを設けたことを特徴とする請求項1～5のいずれかに記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項7】 前記制御軸の回転位置を検出する回転位置検出手段を設け、該回転位置検出手段からの検出信号を、機関運転状態に応じて前記駆動機構の駆動を制御するコントローラにフィードバックしたことを特徴とする請求項1～6のいずれかに記載の内燃機関の可変動弁装置。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、機関弁である吸気弁や排気弁の開閉時期あるいはリフト量を機関運転状態に応じて可変にできる内燃機関の可変動弁装置に関する。

【0002】

【従来の技術】従来の可変動弁装置としては、本出願人が先に出願した特開平7-4251号公報に記載されているものが知られている。

【0003】図10に基づいて概略を説明すれば、この可変動弁装置は、機関のクランク軸からスプロケットを介して回転駆動される駆動軸90と、該駆動軸90の外周に一定の隙間をもって同軸上に配置され、駆動軸90と相対回転自在なカムシャフト91と、駆動軸90とカムシャフト91との間に介装されて、機関運転状態に応じて両者の回転位相を変化させて吸気弁の開閉時期を可変制御する可変機構92と、該可変機構92を駆動するアクチュエータ93とを備えている。また、このアクチュエータ93と制御軸94との間には、減速機構としてのウォーム歯車95が設けられている。

【0004】そして、機関運転状態の変化に応じて、コントローラ96からの制御信号によってアクチュエータ93を一方方向へ回転させ、ウォーム歯車95を介して制御軸94を同方向へ回転させ、これにより第2偏心カム97と第1偏心カム98を所定角度まで回転制御する。これによって、ディスクハウジング99の揺動に伴い環状ディスク100の中心を駆動軸90の中心から偏心あるいは同心状態に制御して、駆動軸90とカムシャフト91との回転位相を変化させることにより吸気弁の開閉時期を可変制御し、機関低回転から高回転までの機関性能を向上させるようになっている。

【0005】また、かかる機関作動中に、バルブスプリングのばね力に起因してカムシャフト91に発生する正負の交番トルクは可変機構92の各フランジ部101、102、ディスクハウジング99等を介して制御軸94に伝達されるが、この交番トルクは、ウォーム歯車95の非可逆性を利用してウォームホイール95aとウォームギア95bとの間で減殺し、これによって、アクチュエータ93の駆動負荷を低減させるようになっている。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、この従来の可変動弁装置にあつては、前述のように、カムシャフト91から伝達される交番トルクは、ウォーム歯車95の非可逆性を利用してウォームホイール95aとウォームギア95bとの間で減殺できるものの、ウォーム歯車95の構造上、ウォームホイール95aとウォームギア95bとの間のバックラッシュ隙間を十分に小さく設定することができない。このため、該ウォームホイール95aとウォームギア95bとの歯面間で、交番トルクに

10

20

30

40

50

よる衝突打音が発生し易くなる。

【0007】しかも、ウォームホイール95aとウォームギア95bとは、互いに1つの歯部が当接してトルク伝達を行なうため、該歯部の対向当接する歯面間の面圧が高くなって摩耗が発生し易くなり、耐久性が低下する、といった種々の技術的課題を招来している。

【0008】

【課題を解決するための手段】本発明は、前記従来の可変動弁装置の実状に鑑みて案出されたもので、請求項1記載の発明は、機関運転状態に応じて機関弁の開閉時期あるいはリフト量を可変にする可変機構と、該可変機構の作動を制御機構を介して制御する駆動機構とを備えた内燃機関の可変動弁装置において、前記駆動機構は、駆動部材が軸方向ハストローク移動して、前記制御機構の制御軸を連係部材を介して回転駆動させると共に、該駆動部材の前記駆動部材と反対側の一端部が片持ち状態に支持されて他端部を揺動可能に形成されていることを特徴としている。

【0009】請求項2に記載の発明にあつては、前記駆動機構は、アクチュエータと、該アクチュエータの回転駆動力を前記制御軸にアームを介して伝達する螺子伝達手段とを備え、該螺子伝達手段の前記アクチュエータ側の一端部を片持ち状態に支持して制御軸側の他端部を揺動可能に設けたことを特徴としている。

【0010】したがって、この発明によれば、螺子伝達手段の螺子ナットと前記制御軸との間に設けられたアームが螺子軸に対してほぼラジアル方向（円弧状）に回転するものであっても、螺子ナットを介して螺子軸がアームの回転に追従して上下方向に自由に揺動する。したがって、螺子軸と螺子ナットとの間の大きな摩擦抵抗の発生が防止される。

【0011】請求項3に記載の発明にあつては、前記駆動機構は、シリンダと、該シリンダの内を2つの液圧室に隔成しつつ揺動自在に設けられたピストンと、一端部が前記シリンダ内で前記ピストンに固定され、シリンダ内から突出した他端部が前記制御軸にアームを介して連係したピストンロッドと、前記各液圧室に選択的に液圧を給排する液圧回路とを備え、前記シリンダの一端部を片持ち状態に支持して制御軸側の他端部を揺動可能に設けたことを特徴としている。

【0012】請求項4に記載の発明にあつては、前記螺子伝達手段は、ギアハウジング内に収容されて、前記アクチュエータの駆動シャフトに連繋した歯車部材と、一端部が前記歯車部材に連繋される一方、他端部が非支持状態で揺動可能に設けられた螺子軸と、前記制御軸に結合されたアームを介して連繋されかつ前記螺子軸に螺合しつつ移動自在な螺子ナットと、前記螺子軸の外周に形成された螺旋状の雄ねじ溝と前記螺子ナットの内周に形成された螺旋状の雌ねじ溝との間に転動自在に設けられた複数のボールとを備えたことを特徴としている。

【0013】この発明によれば、螺子伝達手段は、螺子ナットが外周の雄ねじ溝に螺合した螺子軸を回転駆動させることによってボールを介して前記螺子ナットを軸方向に移動させる構造になっており、螺子軸外周の雄ねじ溝と螺子ナットの雌ねじ溝とはボールによって転がり点列として連続的にほぼ線接触状態で噛合するようになっているため、回転トルクの伝達効率が高い。

【0014】請求項5に記載の発明は、前記駆動シャフトの前後端部を回転自在に2点支持すると共に、該両支持部の間に配置された前記ギアハウジングの対向壁に前記駆動シャフトを貫通配置して、該駆動シャフトにギアハウジングを揺動自在に支持したことを特徴としている。

【0015】請求項6に記載の発明は、前記制御軸の回転範囲をアームを介して規制する規制ストッパを設けたことを特徴としている。

【0016】請求項7に記載の発明は、前記制御軸の回転位置を検出する回転位置検出手段を設け、該回転位置検出手段からの検出信号を、機関運転状態に応じて前記駆動機構の駆動を制御するコントローラにフィードバックしたことを特徴としている。

【0017】

【発明の実施の形態】以下、本発明に係る可変動弁装置の実施形態を図面に基いて詳述する。この実施形態の可変動弁装置は、1気筒あたり2つの吸気弁を備え、かつ吸気弁のバルブリフト量を機関運転状態に応じて可変にする可変機構を備えている。

【0018】すなわち、この可変動弁装置は、図3～図4に示すようにシリンダヘッドSに図外のパルプガイドを介して揺動自在に設けられて、バルブスプリング10、10によって閉方向に付勢された一対の吸気弁12、12と、該各吸気弁12、12のバルブリフト量を可変制御する可変機構11と、該可変機構11の作動位置を制御する制御機構19と、該制御機構19を駆動する駆動機構30とを備えている。

【0019】前記可変機構11は、シリンダヘッドS上部の軸受14に回転自在に支持された中空状の駆動軸13と、該駆動軸13に圧入等により固設された偏心回転カムである駆動カム15と、駆動軸13の外周面13aに揺動自在に支持されて、各吸気弁12、12の上端部に配設されたバルブリフター16、16に摺接して各吸気弁12、12を開作動させる2つの揺動カム17、17と、駆動カム15と揺動カム17、17との間に連係されて、駆動カム15の回転力を揺動カム17、17の揺動力として伝達する伝達手段18とを備えている。

【0020】前記駆動軸13は、機関前後方向に沿って配置されていると共に、一端部に設けられた図外に従動スプロケットや該従動スプロケットに巻装されたタイミングチェーン等を介して機関のクランク軸から回転力が伝達されており、この回転方向は図3中、反時計方向に

設定されている。

【0021】前記軸受14は、シリンダヘッドSの上端部に設けられて駆動軸13の上部を支持するメインブラケット14aと、該メインブラケット14aの上端部に設けられて後述する制御軸32を回転自在に支持するサブブラケット14bとを有し、両ブラケット14a、14bが一对のボルト14c、14cによって上方から共締め固定されている。

【0022】前記駆動カム15は、ほぼリング状を呈し、円環状のカム本体15aと、該カム本体15aの外端面に一体に設けられた筒状部15bとからなり、内部軸方向に駆動軸挿通孔15cが貫通形成されていると共に、カム本体15aの軸心Yが駆動軸13の軸心Xから径方向へ所定量だけオフセットしている。また、この各駆動カム15は、駆動軸13に対し前記両バルブリフター16、16に干渉しない両外側に駆動軸挿通孔15cを介して圧入固定されていると共に、カム本体15aの外周面15dが偏心円のカムプロフィールに形成されている。

【0023】前記バルブリフター16、16は、有蓋円筒状に形成され、シリンダヘッドSの保持孔内に摺動自在に保持されていると共に、揺動カム17、17が摺接する上面16a、16aが平坦状に形成されている。

【0024】前記両揺動カム17は、図3に示すように同一形状のほぼ雨滴状を呈し、円環状の基端部20に駆動軸13が嵌挿されて回転自在に支持される支持孔20aが貫通形成されていると共に、一端部のカムノーズ部22側にピン孔21aが貫通形成されている。また、揺動カム17の下面には、カム面22が形成され、基端部20側の基円面22aと該基円面22aからカムノーズ部21側に円弧状に延びるランプ面22bと該ランプ面22bからカムノーズ部21の先端側に有する最大リフトの頂面22dに連なるリフト面22cとが形成されており、該基円面22aとランプ面22bリフト面22c及び22dとが、揺動カム17の揺動位置に応じて各バルブリフター16の上面16a所定位置に当接するようになっている。

【0025】前記伝達手段18は、駆動軸13の上方に配置されたロッカアーム23と、該ロッカアーム23の一端部23aと駆動カム15とを連係するリンクアーム24と、ロッカアーム23の他端部23bと揺動カム17とを連係するリンク部材であるリンクロッド25とを備えている。

【0026】前記ロッカアーム23は、中央に有する筒状の基部が支持孔23dを介して後述する制御カム33に回転自在に支持されている。また、筒状基部の外端部に突設された前記一端部23aには、ピン26が嵌入するピン孔が貫通形成されている一方、基部の内端部に夫々突設された前記他端部23bには、リンクロッド25の一端部25aと連結するピン27が嵌入するピン孔が

形成されている。

【0027】また、前記リンクアーム24は、比較的大径な円環状の基部24aと、該基部24aの外周面所定位置に突設された突出端24bとを備え、基部24aの中央位置には、前記駆動カム15のカム本体15aの外周面に回転自在に嵌合する嵌合孔24cが形成されている一方、突出端24bには、前記ピン26が回転自在に挿通するピン孔24dが貫通形成されている。

【0028】さらに、前記リンクロッド25は、図3にも示すように、ロッカアーム23側が凹状のほぼく字形状に形成され、両端部25a、25bには前記ロッカアーム23の他端部23bと揺動カム17のカムノーズ部21の各ピン孔に挿入した各ピン27、28の端部が回転自在に挿通するピン挿通孔25c、25dが貫通形成されている。

【0029】なお、各ピン26、27、28の一端部には、リンクアーム24やリンクロッド25の軸方向の移動を規制するスナップリング29a、29b、29cが設けられている。

【0030】前記制御機構19は、図3及び図4に示すように駆動軸13の上方位置に同じ軸受14に回転自在に支持された制御軸32と、該制御軸32の外周に固定されてロッカアーム23の支持孔23dに摺動自在に嵌入されて、ロッカアーム23の揺動支点となる制御カム33とを備えている。

【0031】前記制御軸32は、図1～図4に示すように、駆動軸13と並行に機関前後方向に配設されていると共に、一端部には連係部材である一对のアーム36が軸直角方向に沿って固定されている。このアーム36は、筒状基部36aに制御軸32の軸方向から螺着したボルト60によって制御軸32に固定されていると共に、各先端部に連繋した駆動機構30の後述する螺子伝達手段40によって所定回転角度範囲内で回転制御されるようになっている。なお、連係部材は制御軸32と一体成形してもよい。

【0032】また、前記制御カム33は、図3に示すように円筒状を呈し、軸心P1位置が肉厚部33aの分だけ制御軸32の軸心P2から $\alpha$ 分だけ偏倚している。

【0033】前記駆動機構30は、電動アクチュエータである電動モータ34と、該電動モータ34の回転駆動力を前記制御軸32に伝達する螺子伝達手段40とから構成されている。

【0034】前記電動モータ34は、比例型のDCモータによって構成され、図1に示すようにシリンダヘッドSの後端部にボルト固定された平板状のアクチュエータプレート37を介して制御軸32とほぼ平行に配置されている。また、前記アクチュエータプレート37には、平面ほぼコ字形状のアクチュエータカバー38がシール部材を介してボルト固定されている。さらに、電動モータ34の駆動シャフト39は、前記アクチュエータプレ

ート37の一端部とアクチュエータカバー38の拡大された一端部38a内を貫通配置されていると共に、基端部と先端部がアクチュエータプレート37とアクチュエータカバー38にそれぞれ設けられたボールベアリング41、42に回転自在に支持されている。

【0035】また、電動モータ34は、機関の運転状態を検出するコントローラ35からの制御信号によって駆動するようになっている。このコントローラ35は、クランク角センサやエアフローメータ、水温センサや、制御軸32の回転位置を検出する後述のポテンシオメータ57等の各種のセンサからの検出信号に基づいて現在の機関運転状態を演算等により検出して、前記電動モータ34に制御信号を出力している。

【0036】前記螺子伝達手段40は、図1及び図2に示すように前記アクチュエータカバー38の一端部拡大部38a内に設けられた平面矩形状のギアハウジング43と、該ギアハウジング43内に設けられて、駆動シャフト39からの回転トルクを受けるベベルギア44と、前記アクチュエータカバー38の一端部38aから他端部38b内に延設配置されてベベルギア44から回転トルクが伝達される螺子軸45と、前記アーム36の先端部に連繋した駆動部材である螺子ナット46と、該螺子軸45の外周に螺旋状に形成された雄ねじ溝45cと螺子ナット46の内周に螺旋状に形成された雌ねじ溝46cとの間に転動自在に螺合された複数の鋼製ボール49とを備えている。

【0037】前記ギアハウジング43は、内部に前記駆動シャフト39が横方向から貫通配置されて、一側壁の貫通孔に設けられた第1ボール軸受47と、他側の開口内周面にベベルギア44の第1ギア44aを介して設けられた第2ボール軸受48とによって両側部が駆動シャフト39に回転自在に2点支持されるようになっている。

【0038】前記ベベルギア44は、駆動シャフト39にキー60によって結合された前記第1ギア44aと、前記螺子軸45の基端部45aにナット50によって固着されて第1ギア44aに直角方向から噛合した第2ギア44bとから構成されている。

【0039】前記螺子軸45は、基端部45aがギアハウジング43の前端開口の内周面にリングナット51によって固着されたボールベアリング52によってカラー61を介して回転自在に支持されていると共に、先端部45b側が前記ギアハウジング43の各ボール軸受47、48の中心を支点として上下方向へ揺動可能になっている。

【0040】前記螺子ナット46は、平面ほぼ矩形状を呈し、内部軸方向に螺子軸45の雄ねじ溝45cに各ボールを介して螺合する雌ねじ溝46cが貫通状態に形成されていると共に、両側部のほぼ中央位置に設けられた各アームピン53、54に前記両アーム36、36の各

先端部が回転自在に連結されている。

【0041】また、前記制御軸32の一端部を挟んだアクチュエータプレート37の内面には、内側のアーム36が当接して該制御軸32の最大回転範囲を規制する円筒状本体がゴム製の一对の第1、第2ストッパ部材55、56が設けられている一方、該各ストッパ部材55、56と対向するアクチュエータカバー38には、制御軸32の回転位置を検出するポテンシオメータ57が設けられている。このポテンシオメータ57は、アーム36の筒状基部36a先端に固定されたセンサーピン57aと、該センサーピン57aの先端部が係入して回転させるセンサーアーム57bと、該センサーアーム57bの回転位置に基づいて制御軸32の位置を検出するセンサー部57cとから構成されている。このセンサー部57cから出力された検出信号は、前記コントローラ35にフィードバックされるようになっている。

【0042】以下、本実施形態の作用を説明すれば、まず、機関低速負荷時には、コントローラ35からの制御信号によって電動モータ34からベベルギア44に伝達された回転トルクは、螺子軸45に伝達されて回転すると、この回転に伴って螺子ナット46が図2の実線で示す最大後方位置、つまりアーム36が第1ストッパ部材55に突き当たるまで制御軸32が反時計方向に回転駆動される。このため、制御カム33は、軸心P1が図3に示すように、肉厚部33aが駆動軸13から上方向に離間移動し、制御軸32の軸心P2から右上方の回転角度位置に保持される。これにより、ロッカアーム23の他端部23bとリンクロッドの枢支点は、駆動軸13に対して上方向へ移動し、このため、各揺動カム17は、リンクロッド25を介してカムノーズ部21側が強制的に引き上げられて全体が反時計方向へ回転する。

【0043】したがって、駆動カム15が回転してリンクアーム24を介してロッカアーム23の一端部23aを押し上げると、そのリフト量がリンクロッド25を介して揺動カム17及びバルブリフター16に伝達されるが、そのリフト量L1は充分小さくなる。

【0044】よって、かかる低速低負荷域では、図5の破線で示すようにバルブリフト量が小さくなることにより、各吸気弁12の開時期が遅くなり、排気弁とのバルブオーバーラップが小さくなる。このため、燃費の向上と機関の安定した回転が得られる。

【0045】一方、機関高速高負荷時に移行した場合は、コントローラ35からの制御信号によって電動モータ34が逆回転し、ベベルギア44に伝達されたこの回転トルクは、螺子軸45に伝達されて回転すると、この回転に伴って螺子ナット46がボール49を介して図2の一点鎖線で示す最大前方位置、つまりアーム36が第2ストッパ部材56に突き当たるまで時計方向へ回転駆動される。したがって、制御軸32は、制御カム33を図3に示す位置から反時計方向へ回転させて、軸心P1

10

20

30

40

50



(肉厚部33a)が下方へ移動する。このため、ロッカーム23は、今度は全体が駆動軸13方向に移動して他端部23bが揺動カム17のカムノーズ部21をリンクロッド25を介して下方へ押圧して該揺動カム17全体を所定量だけ時計方向へ回転させる。

【0046】したがって、揺動カム17のバルブリフター16上面16aに対するカム面22の当接位置が、右方向位置(リフト部22d側)に移動する。このため、吸気弁12の開作動時に駆動カム15が回転してロッカーム23の一端部23aをリンクアーム24を介して押し上げると、バルブリフター16に対するそのリフト量は図1で示すリフト量L1より大きくなる。

【0047】よって、かかる高速高負荷域では、図5の実線で示すようにバルブリフト量も大きくなると共に、各吸気弁12の開時期が早くなると共に、閉時期が遅くなる。この結果、吸気充填効率が向上し、十分な出力が確保できる。

【0048】そして、装置の作動中における螺子伝達手段40は、前述のようにベベルギア44が螺子軸45を回転駆動させることによって前記螺子ナット46を軸方向に移動させる構造になっており、螺子軸45の外周の雄ねじ溝45cと螺子ナット46の雌ねじ溝46cとは各ボール49を介して転がり点列としてほぼ線接触状態で噛合するようになっているため、回転トルクの伝達効率が向上する。したがって、制御軸32の回転作動応答性が向上し、この結果、可変機構11を機関運転状態の変化に応じて即座に作動させることができ、これによってバルブリフト制御応答性と制御精度が高くなる。

【0049】しかも、前記螺子伝達手段40は、螺子軸45の基端部45a側がギアハウジング43を介して片持ち状態となり、先端部45b側が揺動可能になっているため、図2に示すように螺子ナット46がアーム36、36の揺動軌跡に追従して上下方向へ揺動しながら軸方向に移動する。すなわち、アーム36が螺子軸44に対してほぼラジアル方向(円弧状)に回転しても、螺子ナット46を介して螺子軸44がアーム36、36の回転に追従して上下方向に自由に揺動するため、螺子軸44と螺子ナット45との間に軸と直角方向の力が作用しないため、大きな摩擦抵抗の発生が防止されると共に、耐久性が向上する。

【0050】したがって、電動モータ34の駆動負荷を低減でき、該電動モータ34の小型化が図れると共に、制御軸32の作動応答性がさらに向上する。さらに、制御軸32の円滑な回転作動が得られるばかりか、装置の耐久性が向上する。

【0051】また、先端部44b側が何ら支持されなく、自由端部になっていることから、該先端部44b側の構造が簡素化されるとともに、コンパクト化が図れる。

【0052】また、各雄ねじ溝44cと雌ねじ溝45c

の各螺子山間の隙間を十分に小さくしても摩擦抵抗が増加しないことから、該隙間を十分に小さく設定することにより、前記交番トルクによる各螺子山間の打音の発生を防止できる。なお、ベベルギア44の各ギア44a、44b間にもバックラッシュ隙間が形成されているが、交番トルク伝達は螺子軸44と螺子ナット45によって減速した後であるため、該トルクが小さくなり打音が生じにくい。

【0053】さらに、螺子軸45と螺子ナット46間の摩擦抵抗が小さいことから、制御軸32のトルク方向を再始動可能なリフト作動角に向かう方向に設定しておけば、制御軸32によってアクチュエータ35を逆転させて再始動可能な位置まで復帰させることが可能になる。

【0054】また、前記駆動シャフト39の基端側と先端側とを、各ボールベアリング41、42によって両持ち状態に支持するようにしたため、螺子軸45からのアキシャル荷重を安定して受けられることから、横方向への倒れを防止できる。

【0055】さらに、ギアハウジング43も第1、第2の2つのボール軸受47、48によって支持したため、同じくアキシャル荷重を安定して受けることが可能になる。

【0056】図6は第2の実施形態を示し、駆動機構30の構成を変更したもので、この駆動機構30は、シリンダヘッドSの後端部にボルト固定されたハウジング70内に設けられた円筒状のシリンダ71と、該シリンダ71の内部を2つの油圧室73a、73bに隔成しつつ摺動自在に設けられたピストン72と、基端部74aが前記シリンダ71内で前記ピストン72の中央に固定され、シリンダ71内から突出した先端部74bが前記制御軸32の連係部材であるアーム36にピン53を介して連係した駆動部材であるピストンロッド74と、前記各油圧室73a、73bに選択的に液圧を給排する油圧回路75と備えている。

【0057】前記シリンダ71は、前記アーム36と反対側の後端部71aが制御軸32とほぼ平行にハウジング70内に挿通した支軸76によって片持ち状態に支持されており、したがって、アーム36側の先端部71bが上下に揺動可能になっている。また、シリンダ71の先端部71bの開口端には、前記ピストンロッド74が液密的に摺動する高硬度材からなる円筒状のガイド部材77が設けられている。

【0058】前記ピストンロッド74は、前記先端部74bがアーム36の先端部に形成された係入溝内に係入して前記ピン53によってアーム36に回転自在に連結されている。

【0059】前記油圧回路75は、機関の摺動部に潤滑油を供給するオイルポンプ78に接続された供給通路79と、該供給通路79の下流側に形成されて、前記両油圧室73a、73bに油圧を選択的に給排する第1、第

2油圧通路80、81と、前記供給通路79と各油圧通路80、81及び図外のドレン通路とを適宜切り替える電磁切替弁82とから構成されている。

【0060】前記供給通路79は、上流端部がシリンダブロックやシリンダヘッドS内に形成されている一方、下流端部79aが前記支軸76の内部軸心方向に沿って形成されている。また、前記両油圧通路80、81は、それぞれ支軸76の内部軸方向やグループ溝などを介してシリンダ71の周壁内部の軸方向に形成されていると共に、各端部が各油圧室73a、73bに折曲して接続されている。

【0061】前記電磁切替弁82は、前記ハウジング70の外端部に一体に有するボス部70aに設けられ、ボス部70a内の弁孔70b内を摺動自在に設けられて、前記各通路79～81に対応して形成された各通路孔83a～83eを開閉するスプール弁84と、該スプール弁84を機関運転状態に応じて摺動させるソレノイド85とを備えている。このソレノイド85は、第1の実施形態と同じくコントローラ86からの制御信号によって通電制御されるようになっており、このコントローラ86は、クランク角センサやエアフローメータ、水温センサや、制御軸32の回転位置を検出するポテンショメータ57などの各種のセンサからの検出信号に基づいて現在の機関運転状態を演算等により検出して、前記ソレノイド85に制御信号を出力している。

【0062】なお、前記アーム36は、その最大左右方向の回転位置が、シリンダヘッドSの後端面に突設された第1、第2ストッパピン87、88によって規制されるようになっている。

【0063】したがって、この実施形態によれば、まず、機関低速負荷時には、コントローラ86からの制御信号によってソレノイド85がスプール弁84を一方向に摺動させて、供給通路79と第2油圧通路81とを連通させる一方、第1油圧通路80とドレン通路を連通させる。このため、第1油圧室73a内の油圧がドレン通路から排出されて低圧となると共に、第2油圧室73bにオイルポンプ78から油圧が圧送されて高圧になる。したがって、ピストン72は、図7に示すように後方に摺動して、ピストンロッド74の後方にストローク移動させる。これによって、アーム36が第1ストッパピン87に突き当たるまで制御軸32が反時計方向に回転駆動される。このため、制御カム33は、前記図3に示した状態と同じように、肉厚部33aが駆動軸13から上方に離間移動し、制御軸32の軸心から右上方の回転角度位置に保持される。これにより、ロッカアーム23の他端部23bとリンクロッドの枢支点は、駆動軸13に対して上方へ移動し、このため、各揺動カム17は、リンクロッド25を介してカムノーズ部21側が強制的に引き上げられて全体が反時計方向へ回転する。

【0064】したがって、駆動カム15が回転してリン

クアーム24を介してロッカアーム23の一端部23aを押し上げると、そのリフト量がリンクロッド25を介して揺動カム17及びバルブリフター16に伝達されるが、そのリフト量L1は充分小さくなる。

【0065】よって、かかる低速低負荷域では、図5の破線で示すようにバルブリフト量が小さくなることにより、各吸気弁12の開時期が遅くなり、排気弁とのバルブオーバーラップが小さくなる。このため、燃費の向上と機関の安定した回転が得られる。

【0066】一方、機関高速高負荷時に移行した場合は、コントローラ86からの制御信号によってソレノイド86を介してスプール弁84が他方向に摺動して、今度は供給通路79と第1油圧通路80とを連通する一方、第2油圧通路81とドレン通路を連通させる。このため、第2油圧室73bが低圧になるとともに、第1油圧室73aが高圧になり、これによって、ピストンロッド74は、図8及び図9に示すように、ピストン72の摺動に伴い進出方向にストローク移動する。これにより、アーム36が、第2ストッパピン88に突き当たるまで時計方向へ回転駆動される。したがって、制御軸32は、制御カム33を図3に示す位置から反時計方向へ回転させて、軸心P1（肉厚部33a）が下方へ移動する。このため、ロッカアーム23は、今度は全体が駆動軸13方向に移動して他端部23bが揺動カム17のカムノーズ部21をリンクロッド25を介して下方へ押圧して該揺動カム17全体を所定量だけ時計方向へ回転させる。

【0067】したがって、揺動カム17のバルブリフター16上面16aに対するカム面22の当接位置が、右方向位置（リフト部22d側）に移動する。このため、吸気弁12の開作動時に駆動カム15が回転してロッカアーム23の一端部23aをリンクアーム24を介して押し上げると、バルブリフター16に対するそのリフト量は図1で示すリフト量より大きくなる。

【0068】よって、かかる高速高負荷域では、図5の実線で示すようにバルブリフト量も大きくなると共に、各吸気弁12の開時期が早くなると共に、閉時期が遅くなる。この結果、吸気充填効率が向上し、十分な出力を確保できる。

【0069】そして、前記シリンダ71は、その一端部71a側が支軸76を介して片持ち状態に支持されて、他端部71b側が上下揺動可能になっているため、図7～図9に示すように、ピストンロッド74の最大右方向のストローク移動位置では、他端部71b側が若干上方に傾斜し、左方向にストローク移動してアーム36の先端部が下方に位置した状態では他端部71bが下方に傾き、図8及び図9に示す位置ではほぼ水平位置となる。つまり、シリンダ71がアーム36の揺動軌跡に追従して上下方向へ揺動しながら軸方向に移動する。このため、ピストンロッド74とガイド部77との間に軸と直

角方向の力が作用しないため、大きな摩擦抵抗の発生が防止されると共に、耐久性が向上する。

【0070】したがって、駆動機構30の駆動負荷を低減でき、該駆動機構30の小型化が図れると共に、制御軸32の作動応答性が向上する。さらに、制御軸32の円滑な回転作動が得られるばかりか、装置の耐久性が向上する。

【0071】また、駆動機構30をシリンダ71とピストン72などによって構成したことから、前記カムシャフトの交番トルクを効果的に吸収することができる。

【0072】また、前記ガイド部材77を高硬度材で形成したため、前記シリンダ71の上下揺動作用と相俟ってピストンロッド74との揺動による摩耗の発生を防止できる。

【0073】なお、前記油圧回路75の第1、第2油圧通路80、81は支軸76内に形成せずに、例えばハウジング70内に形成することも可能である。

【0074】本発明は、前記実施形態の変換機構ばかりでなく、従来例のものは勿論のこと、バルブタイミング制御装置に適用することも可能である。また、螺子伝達手段40は、必ずしもボール型である必要はなく、さらにアクチュエータも電動でなく、油圧式のものであってもよい。

【0075】

【発明の効果】以上の説明で明らかなように、請求項1に記載の発明によれば、駆動部材の軸方向の移動に伴い制御軸の連係部材を回転させる際に、連係部材が駆動部材に対してほぼラジアル方向に回転するものであっても、駆動部材の他端部側が一端部を支点としてが連係部材の回転に追従して上下方向に自由に揺動するため、駆動部材と連係部材との間の大きな摩擦抵抗の発生が防止される。したがって、駆動部材にサイドフォースが発生しないので、駆動機構の駆動負荷を低減させることができると共に、制御機構の常時円滑な作動が得られる。請求項2に記載の発明によれば、螺子軸を回転駆動させることによって螺子ナットを軸方向に移動させる構造になっており、螺子軸外周の雄ねじ溝と螺子ナットの雌ねじ溝とは連続的にほぼ線接触状態で噛合するようになっているため、回転トルクの伝達効率が高くなる。この結果、可変機構の作動応答性が向上して、機関運転状態の変化に速やかに対応させることが可能になる。

【0076】しかも、前記螺子伝達機構は、螺子軸の制御軸側の他端部が揺動可能になっているため、螺子ナットと制御軸との間に設けられたアームが螺子軸に対してほぼラジアル方向に回転するものであっても、螺子ナットを介して螺子軸がアームの回転に追従して上下方向に自由に揺動する。したがって、螺子軸と螺子ナットとの間の大きな摩擦抵抗の発生が防止される。したがって、螺子にサイドフォースが発生しないので、アクチュエータの駆動負荷を低減させることができると共に、制御機

構の常時円滑な作動が得られる。

【0077】また、かかる摩擦抵抗の低減化によって、雌雄ねじ溝間のバックラッシュ隙間を小さくすることができることから、交番トルクによる打音の発生を抑制できると共に、装置の耐久性を向上できる。

【0078】請求項3に記載の発明によれば、ピストンロッドの軸方向の揺動に伴い該ピストンロッドの他端部が一端部を支点として揺動するため、該ピストンロッドとアームとの間の大きな摩擦抵抗の発生が防止される。したがって、ピストンロッドにサイドフォースが発生しないので、アクチュエータの駆動負荷を低減させることができると共に、制御機構の常時円滑な作動が得られる。

【0079】請求項5に記載の発明によれば、駆動シャフトの前後2点支持によって、螺子軸からのアキシャル荷重を安定して受けられることから、横方向への倒れを防止できる。

【0080】請求項6に記載の発明によれば、ストッパによって制御軸の過度な回転を規制できるため、可変機構による安定かつ確実な制御が得られる。

【0081】請求項7に記載の発明によれば、制御軸の回転位置を常時正確にチェックできるため、可変機構によって機関運転状態に応じた高い制御精度が得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施形態を示す図2のA-A線断面図

【図2】図1のB-B線断面図

【図3】本実施形態に供される可変機構を示す断面図

【図4】同可変機構の斜視図

【図5】同可変機構に供される揺動カムのリフト特性図

【図6】第2の実施形態を示す要部断面図

【図7】第2の実施形態の作用を示す図6のC-C線断面図

【図8】第2の実施形態の作用を示す図6のC-C線断面図

【図9】第2の実施形態の作用を示す図6のC-C線断面図

【図10】従来の可変動力装置を示す要部平面図

【符号の説明】

11…可変機構

12…吸気弁

13…駆動軸

15…駆動カム

17…揺動カム

19…制御機構

30…駆動機構

32…制御軸

33…制御カム

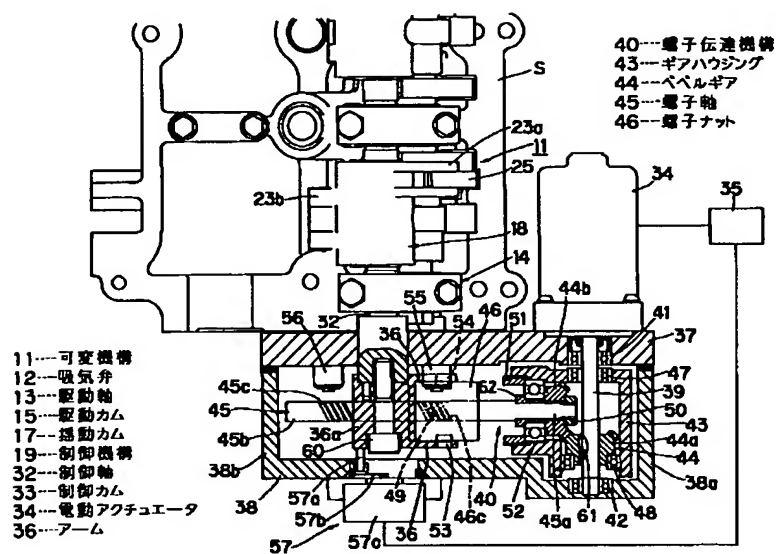
34…電動アクチュエータ

36…アーム

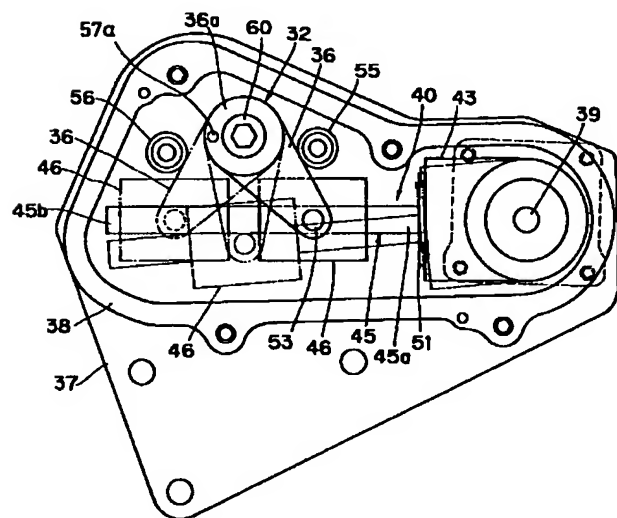
- 40…螺子伝達機構  
43…ギアハウジング  
44…ベベルギア  
45…螺子軸  
46…螺子ナット (駆動部材)

- 71…シリンダ  
72…ピストン  
74…ピストンロッド (駆動部材)  
75…油圧回路  
76…支軸

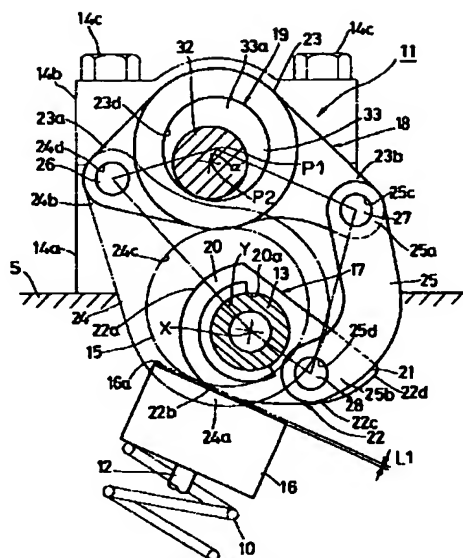
【図1】



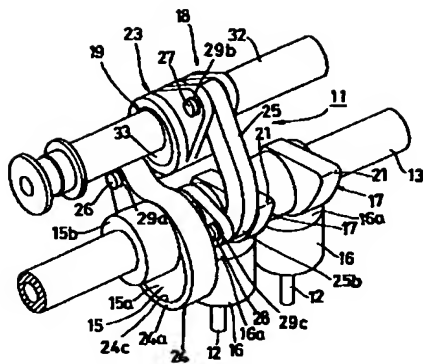
【図2】



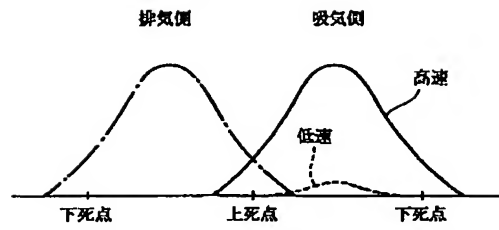
【図3】



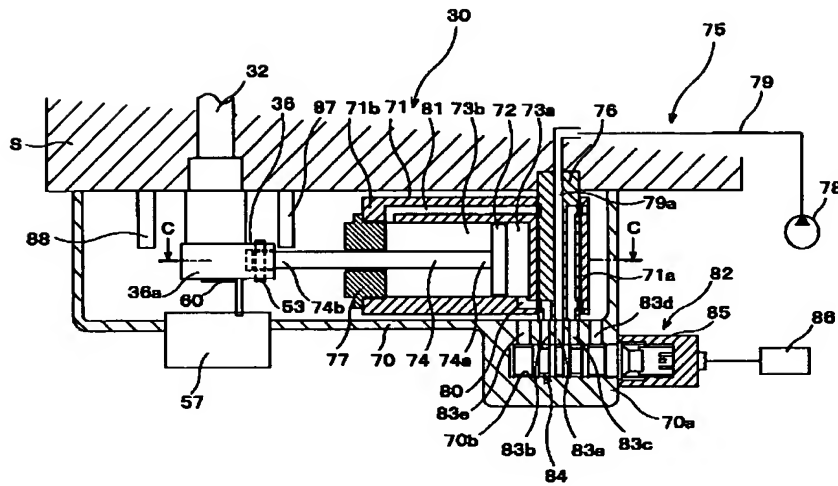
【図4】



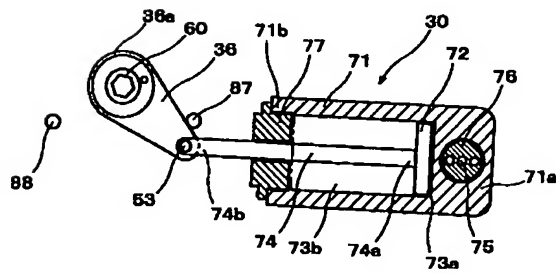
【図5】



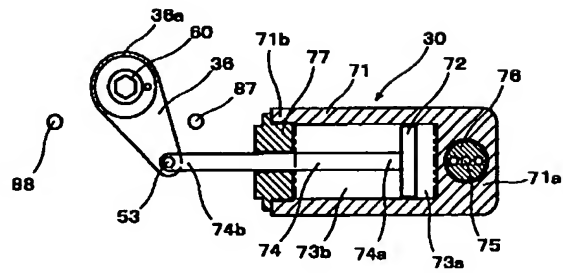
【図6】



【図7】



【図8】



Fターム(参考) 3G018 AA05 AA06 AB02 AB07 AB10  
AB16 BA02 BA11 BA12 BA32  
CA02 CA13 DA01 DA02 DA03  
DA05 DA10 FA01 FA06 FA07  
GA02 GA23